

# PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 63-211005

(43)Date of publication of application : 01.09.1988

(51)Int.Cl.

G05D 16/16  
B60G 17/00

(21)Application number : 62-045027 (71)Applicant : ATSUGI MOTOR PARTS CO LTD

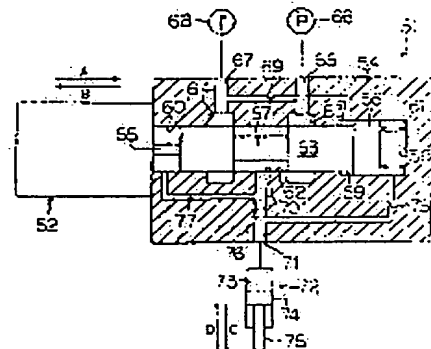
(22)Date of filing : 26.02.1987 (72)Inventor : KOMATSU KOICHI  
AKAIWA MICHIO  
YOKOTA TADAHARU

## (54) PRESSURE CONTROL VALVE

### (57)Abstract:

**PURPOSE:** To reduce the size of a solenoid and to improve current proportional control characteristics by providing a contraction of area in the middle of the communication path between a spool valve and a cylinder, and utilizing a pressure difference across the contraction and compensating a fluid force operation on the spool valve.

**CONSTITUTION:** A difference in pressure reception area is provided between both end surfaces of the spool valve 53, and the pressure of an oil passage 71 is guided to both end surfaces to reduce the force required to slide the spool valve 53. Further, the contraction 76 of area is provided in the idle of the oil passage 71 to generate the difference in pressure across it and then an axial force against the fluid force operating on the spool valve 53 is generated according to the pressure difference, thereby making the influence of the fluid force extremely small. Thus, the electromagnetic force required for the solenoid 52 is reduced to attain size reduction, the influence of the fluid force is made extremely small to improve the response of current proportional control characteristics greatly, and the cost is reduced.



## LEGAL STATUS

[Date of request for examination]

[Date of sending the examiner's decision]

⑩ 日本国特許庁(JP)

⑪ 特許出願公開

⑫ 公開特許公報(A)

昭63-211005

⑬ Int.Cl.<sup>4</sup>

G 05 D 16/16  
B 60 G 17/00

識別記号

庁内整理番号

7623-5H  
8009-3D

⑭ 公開 昭和63年(1988)9月1日

審査請求 未請求 発明の数 1 (全10頁)

⑮ 発明の名称 圧力制御弁

⑯ 特 願 昭62-45027

⑰ 出 願 昭62(1987)2月26日

⑱ 発 明 者 小 松 浩 一 神奈川県厚木市恩名1370番地 厚木自動車部品株式会社内  
⑲ 発 明 者 赤 岩 道 郎 神奈川県厚木市恩名1370番地 厚木自動車部品株式会社内  
⑳ 発 明 者 横 田 忠 治 神奈川県厚木市恩名1370番地 厚木自動車部品株式会社内  
㉑ 出 願 人 厚木自動車部品株式会 神奈川県厚木市恩名1370番地  
社  
㉒ 代 理 人 弁理士 有我 軍一郎

明 細 書

1. 発明の名称

圧力制御弁

2. 特許請求の範囲

(1) 作用力が相反する方向でかつ受圧面積の異なる受圧部をもつスプール弁を有し、該スプール弁の一の移動方向にソレノイドの電磁力を作用させ、電磁力の方向と逆の他の移動方向に受圧面積の差にシリンダの制御圧力を作用させ、該スプール弁を移動させて圧油の通過面積を変え、シリンダポートからシリンダに供給する圧油の制御圧力をソレノイド電流に応じて比例制御する圧力制御弁において、前記シリンダポートとシリンダとを接続する油路の途中に所定の絞り进行を設け、該絞りよりスプール弁側の圧力をソレノイドの電磁力が作用する方向と同一の方向に作用するスプール弁の一の受圧面に導くとともに、該絞りよりシリンダ側圧力をソレノイドの電磁力が作用する方向と逆の方向に作用す

るスプール弁の他の受圧面に導き、スプール弁に生じる圧油の流体力に抗して反対方向の軸力をスプール弁に発生させて該流体力を補償するようにしたことを特徴とする圧力制御弁。

(2) 前記絞り进行は所定の調整手段を有し、その絞り面積が外部から調整可能であることを特徴とする特許請求の範囲第1項記載の圧力制御弁。

3. 発明の詳細な説明

(産業上の利用分野)

本発明は、例えば車両の姿勢制御に用いて好適な圧力制御弁に係り、特に、電流に比例して圧力を制御できる圧力制御弁に関する。

(従来の技術)

近似、自動車にも高レベルな快適性が要求される傾向にあり、例えば車高調整、コーナリングやブレーキング時における車体の姿勢制御等が行われている。

このような各種制御を油圧で行う場合、ソレノイドへの電流値に比例した油圧を発生させるための圧力制御弁を用いることが多く、従来のこの種

の圧力制御弁としては、例えば第6図に示すようなものがある。

第7図において、ボディ1内に収納されたスプール弁2はソレノイド3への通電をONとすると、その電流値に応じた電磁力でスプール弁2が図中右方向へ押されて供給ポート4とシリンダポート5が連通し、油圧ポンプ6からシリンダ7に圧油が供給されてピストン8が動き車高が変化する。このとき、スプール弁2の右室（スプリング室）9には油路10を通してシリンダポート5の圧油が導かれ、ソレノイド3の電磁力に対してバランス力として作用する。このバランス力がないと、ソレノイド3における電流に応じた制御力（シリンダ7への圧力）を発生させることができない。すなわち、この第7図の圧力制御弁では、スプール弁2の左右移動方向の受圧面積を同一とし、その右側にシリンダ圧力を加えることで、電流-圧力の比例制御を行うというメカニズムになっている。なお、スプール弁2の左室11は油路12を通して排出ポート12に連通しており、排出ポート13はリザ

ーバタンク14に連通している。そして、上記比例制御はソレノイド3への電流値に応じてスプール弁2のバランスのもとで供給ポート4とシリンダポート5との間の通路面積が変わることにより行われる。

（発明が解決しようとする問題点）

しかしながら、このような従来の圧力制御弁にあっては、電流比例制御を行うためにスプール弁2の右室12にシリンダ圧力を導く構成となっていることから、該シリンダ圧力に対向するような大きな電磁力がソレノイド3に要求される。そのため、次のような問題点があった。

- (I) ソレノイド3が大型化し、取付けスペースの制約やコストが高い。このような圧力制御弁を車高調整装置等に用いた場合、上記不具合は特に顕著なものとなる。
- (II) また、詳細は後述するが、圧油の流体力Rに伴うスプール弁2の軸力の補償が考慮されておらず、目標とする制御圧力が変化したり、応答性が悪くなるという問題点もある。

一方、上記(I)の不具合を解決するものとしては、例えば第8図に示すような第2のものも提案されている。第8図において、スプール弁21の内部にはピストン孔22が形成され、ここに小ピストン23が収納される。スプール弁21の右室24と左室25は排出ポート26に連なる油路27を通して連通している。なお、28はボディ、29は供給ポート、30はシリンダポートである。ここで、シリンダ圧力は小ピストン23の端面及びその反対側のスプール弁21の内部にのみ作用し、スプール弁21を左側に押す力がソレノイド31の電磁力に対するバランス力となる。したがって、上述した第1の圧力制御弁に比べて少ない電磁力で圧油の供給ができ、ソレノイド31を小型化することが可能となる。

ところが、この第2の圧力制御弁にあっては上記(II)の不具合は解消されず、この点で改善が望まれる。次に、その不具合を詳述する。

シリンダ9内のピストン11が作動しないとき、すなわち、スプール弁21を圧油が流れないとき（供給ポート29とシリンダポート30とが連通して

いても流量が発生しないとき）はスプール弁21は次式①によって平衡し、そのときの制御圧力 $P_s$ にシリンダ9が維持される。

$$F_s = A \times P_s \quad \dots\dots ①$$

但し、 $F_s$ ：ソレノイド31の電磁力

$A$ ：スプール弁21における小ピストン23の受圧面積

上記①式からソレノイド31の電磁力を発生させる電流の値に応じて制御圧力 $P_s$ が決定され、いわゆる電流比例制御が行われることになる。一方、シリンダ9内のピストン11が作動するときはピストン11の移動速度に応じた流量の圧油がスプール弁21を通過するため、スプール弁21に流体力Rが発生することはよく知られている。ここに、流体力Rは次式②で表される。

$$R = \rho \cdot Q \cdot V \cdot \cos \phi \quad \dots\dots ②$$

但し、 $\rho$ ：作動油密度

$Q$ ：流量

$V$ ：流速

$\phi$ ：流れ角度

したがって、ピストン11が作動するときには上記①式に流体力Rを加えた次式④によってソレノイド31の電磁力が平衡する。

$$F_s = A \times P_s \pm R \quad \cdots \cdots ④$$

④式において、Rの符号(+)は圧油が供給ポート29からシリンダポート30に流れる場合、符号(-)はシリンダ9からリザーバタンク7に流れる場合である。

④式から明らかであるように、圧油がスプール弁21内の端部(エッジ)を流れるときは流体力Rの発生により制御圧力 $P_s$ が変化し、比例特性や応答性が阻害される。

一方、このような流体力Rの影響を軽減するために、例えばスプール弁21の端部(エッジ)を加工することも考えられる。しかし、この方法によると加工のためにコスト高となったり、あるいは所定の流量や圧力範囲内でしか加工の効果が期待できないという新たな問題点があり、有効な解決策となっていない。

これに対して、このような流体力の影響を電気

サ45によって常に検出されてフィードバック制御に供されるので、制御電圧 $V_c$ に対する電流Iが適切に補正される。すなわち、電圧 $V_p$ は圧力制御弁46に発生する流体力Rを打ち消すように作用するので入力電圧 $V_c$ に対する目標圧力Pの変化がなく応答性が向上する。

ところが、流体力Rの影響は打ち消されるものの、次のような新たな問題点を招来する。

(Ⅱ) 全体の構成すなわち、センサや電子回路等が複雑であり、大幅なコストアップを招く。特に車両の車高調整装置等に適用する場合、実現が困難である。

なお、以上の問題点は圧力制御弁を車高調整装置に適用した場合等の例であるが、圧力制御弁は他の広範囲な制御分野で適用されるため、上述の改善がなされることが望ましい。

(発明の目的)

そこで本発明は、スプール弁とシリンダとを接続する油路の途中に絞りを設け、絞りのスプール弁側圧力をソレノイドの電磁力が作用する方向と

的に打ち消すため、第9図に示すようなものも提案されている。このものはアクチュエータ41に作用する圧油の圧力Pを検出し、フィードバック制御を行って、前述の比例制御を行うものである。アクチュエータ41は車両の前後左右に設けられた車高調整機構42と連結されており、車高調整機構42によって前述のような車両の姿勢制御等が行われる。

いま、コーナリングやブレーキングによって車両にGの変化が発生するとGセンサ43によって検出され、電圧 $V_g$ がアンプ44に入力される。一方、アンプ44にはアクチュエータ41に加わる圧力Pに基づいた電圧 $V_p$ が圧力センサ45から入力されるとともに、図示されていないコントローラ等からの制御電圧 $V_c$ が入力され、アンプ44はこれらの各電圧 $V_g$ 、 $V_p$ 、 $V_c$ に基づく電流Iを圧力制御弁46のソレノイド(図示略)に入力する。圧力制御弁46は電流Iに応じて圧油の圧力を制御し、アクチュエータ41に設定圧力Pを与える。このとき、アクチュエータ41に加わる圧力Pが圧力セン

同一方向に作用するスプール弁の受圧面に作用させ、絞りのシリンダ側圧力をスプール弁の他方の受圧面に作用させることにより、流体力に対抗する軸力をスプール弁に発生させて流体力を補償して、ソレノイドの小型化を維持しつつ簡単な構成で、かつ低コストに電流比例制御特性の性能向上を図ることのできる圧力制御弁を提供することを目的としている。

(問題点を解決するための手段)

本発明による圧力制御弁は上記目的達成のため、作用力が相反する方向でかつ受圧面積の異なる受圧部をもつスプール弁を有し、該スプール弁の一端側にソレノイドの電磁力を作用させ、電磁力の方向と逆の方向に受圧面積の差にシリンダの制御圧力を作用させ、該スプール弁を移動させて圧油の通過面積を変え、シリンダポートからシリンダに供給する圧油の制御圧力をソレノイド電流に応じて比例制御する圧力制御弁において、前記シリンダポートとシリンダとを接続する油路の途中に所定の絞りを設け、該絞りよりスプール弁側の圧

力をソレノイドの電磁力が作用する方向と同一の方向に作用するスプール弁の受圧面に導くとともに、該絞りよりシリンダ側圧力をソレノイド電磁力が作用する方向と逆の方向に作用するスプール弁の他方の受圧面に導き、スプール弁に生じる油圧の流体力に抗して反対方向の軸力をスプール弁に発生させて該流体力を補償するようにしている。  
(作用)

本発明では、スプール弁とシリンダとを接続する油路の途中に絞りが設けられ、絞りのスプール弁側圧力がスプール弁のソレノイド電磁力の作用する方向に作用し、絞りのシリンダ側圧力がスプール弁の反対の方向に作用する。したがって、流体力に対抗する軸力がスプール弁に発生して流体力が補償され、ソレノイドの小型化が維持されつつ、簡単な構成でかつ低コストで電流比例制御特性が得られ、しかも応答性が著しく向上する。

#### (実施例)

以下、本発明を図面に基づいて説明する。

第1図は本発明に係る圧力制御弁の第1実施例

62を形成し、中央室62の両端にはスプール弁53の周囲に接して開口する円環状の供給室63および排出室64が設けられる。供給室63には油路65を介して油圧ポンプ66からの圧油が導かれ、排出室64は油路67を介してリザーバタンク68に連通する。排出室64と前記補助室59との間には油路69が設けられ、油路69は排出室64と補助室59を連通する。中央室62にはシリンダポート70を介して油路71が開口しており、油路71は中央室62とシリンダ72の作動室73とを連通する。シリンダ72はピストン74を有し、ピストン74は作動室73を形成するとともに、作動室73内の圧力に応じて変位する。ピストン74にはピストンロッド75が連結され、ピストンロッド75は例えば、車高調整機構等に連結される。油路71にはその途中に油路71の断面積よりも開口部面積の小さい絞り76が設けられ、油路71は絞り76を境にしてそのスプール弁53側は油路77を介して前記左室60と連通し、そのシリンダ72側は油路78を介して前記右室58と連通する。

次に、作用を説明する。

を示す図である。

まず、構成を説明する。同図において、51は圧力制御弁であり、圧力制御弁51はソレノイド52、スプール弁53、ボディ54等で構成される。ソレノイド52にはプランジ+55が嵌挿されており、プランジ+55は図示されていないソレノイドスプリングによって図中矢印A方向に付勢される。ソレノイド52はボディ54と連結され、ボディ54には略円筒形のスプール弁53が摺動自在に収納される。スプール弁53は一端に大径部56、中央部に小径部57をそれぞれ有し、大径部56は右室58を形成するとともに、円環状の補助室59を形成する。また、スプール弁53の他端はソレノイド52のプランジ+55に当接するとともに、左室60を形成する。右室58内にはスプリング61が設けられ、スプリング61はスプール弁53を図中矢印B方向に付勢する。すなわち、ソレノイド52に通電されていないときは前述したソレノイド52のスプリングとスプリング61の付勢力がバランスしてスプール弁53は静止している。スプール弁53の小径部57は円環状の中央室

シリンダ72に対する圧力制御弁51による油圧の制御は次のようにして行われる。

ソレノイド52に電流が供給されていないときは前述のようにスプール弁53はソレノイドスプリングとスプリング61とでつり合う任意の位置で静止している。ソレノイド52に電流が供給されると、電流に応じた電磁力が発生し、スプール弁53は図中矢印A方向へ摺動する。このとき、中央室62と供給室63が連通して油圧ポンプ66からの圧油は油路65、供給室63、中央室62、油路71を経てシリンダ72に供給される。すなわち、油圧ポンプ66からの圧油によってシリンダ72のピストン74は図中矢印C方向に変位する。また、供給室63から中央室62へ流れる圧油の流量に応じた流体力が発生し、スプール弁53に対して第1図中矢印B方向に作用する。一方、油路71に設けられた絞り76の前後には油路71を流れる圧油の流量Qに応じた圧力差 $\Delta P$ が発生する。すなわち、絞り76の上流側の圧力は下流側の圧力よりも $\Delta P$ だけ高くなるので、絞り76のスプール弁53側の圧力を $P_1$ 、絞り76のシ

リング72側の圧力を $P_{s2}$ とすれば圧力差 $\Delta P$ は次式④で表される。

$$\Delta P = P_{s1} - P_{s2} \quad \dots\dots ④$$

ここで、絞り76の前後の圧力 $P_{s1}$ 、 $P_{s2}$ はそれぞれ油路77、78によって左室60および右室58に導かれており、スプール弁53のソレノイド側端面の受圧面積を $A_1$ 、スプール弁53の大径部56側端面の受圧面積を $A_2$ とすれば、スプール弁53に作用する力のつり合い式は次式⑤で表される。

$$F_s + P_{s1} \cdot A_1 = P_{s2} \cdot A_2 + R \quad \dots\dots ⑤$$

但し、 $F_s$  : ソレノイドの電磁力

$R$  : 流体力

(スプリングによる力は省略する)

上記⑤式を電磁力 $F_s$ について整理して変形すると次式⑥が得られる。

$$F_s = P_{s2} \cdot (A_2 - A_1) + (P_{s1} - P_{s2}) \cdot A_1 + R \quad \dots\dots ⑥$$

上記⑥式において、右辺第2項の $[(P_{s1} - P_{s2}) \cdot A_1]$ は絞り76の前後に発生する圧力差 $\Delta P$ がスプール弁53に作用する軸力 $F$ を表しており、

ないが、近似している。したがって、流体力 $R$ は軸力 $F$ によって大部分が打ち消され、スプール弁53に作用する実際の外乱としての力は両曲線に挟まれた部分に相当する。すなわち、(流体力 $R$  - 軸力 $F$ )であり、この値は流体力 $R$ に比較して極めて小さなものである。したがって、前述の⑥式より次式⑦'式が近似式として得られる。

$$F_s = P_{s2} (A_2 - A_1) \quad \dots\dots ⑦'$$

すなわち、シリンダ圧力 $P_{s2}$ はソレノイド電磁力 $F_s$ によって決定されるので、流体力 $R$ の影響で目標制御圧が変動することを防止することができる。圧力制御弁51の応答性が大幅に向上する。

このようにして、ソレノイドに入力する電流に応じて制御圧力をシリンダ72に与え、シリンダ72のピストン74を変位させる。そして、シリンダ72のピストン74が静止しているときは油路71内の圧油の流量 $Q$ は〔0〕になるので絞り76の前後に発生していた圧力差 $\Delta P$ および流体力 $R$ は共に〔0〕になる。すなわち、右室58と左室60にはシリ

$P_{s1} > P_{s2}$ であるから、 $[(P_{s1} - P_{s2}) \cdot A_1] < 0$ となる。したがって、この軸力 $F$ は流体力 $R$ に対して反対方向に作用することになり、流体力 $R$ の打ち消しを可能にしている。

ここで、絞り76の前後に発生する圧力差 $\Delta P$ と絞り76を流れる圧油の流量 $Q$ との間には次式の⑧の関係がある。

$$Q = C \cdot a \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P}{\rho}} \quad \dots\dots ⑧$$

但し、 $C$  : 流量係数

$a$  : 絞りの開口面積

$\rho$  : 圧油の密度

このように、圧力差 $\Delta P$ は流量 $Q$ の2乗に比例するので、前記軸力 $F$ は流量 $Q$ の2乗に比例する。一方、流体力 $R$ は流量 $Q$ とは前述の⑧式で示したように比例関係にあることが知られている。第2図は流量 $Q$ に対するスプール作用力、すなわち流体力 $R$ と流量 $Q$ の2乗に比例する軸力 $F$ の大きさを示したものである。同図から明らかであるように流体力 $R$ と軸力 $F$ とは完全に一致するものでは

シリンダ72の作動室73に作用する圧力 $P_s$ と同一の圧力が導かれており、スプール弁53に作用する力は前記⑥式において $P_{s1} = P_{s2} = P_s$ 、 $R = 0$ として次式⑨を得る。

$$F_s + P_{s1} \cdot A_1 = P_{s2} \cdot A_2 \\ \therefore F_s = P_s \cdot (A_2 - A_1) \quad \dots\dots ⑨$$

ここで、電磁力 $F_s$ は電流に比例して発生するものであるから、電流に比例した制御圧力 $P_s$ が発生する。第3図はソレノイド52に流れる電流 $I$ に対する制御圧力 $P_s$ の関係を示したものである。

以上は制御圧力を増圧した場合を説明したものであるが、次に、減圧する場合を説明する。

前述の制御圧力 $P_s$ を得た電流 $I$ を所定値に減少させると、前記⑨式において電磁力 $F_s$ が減少する。したがって、スプール弁53の電磁力と油圧作用力とのバランスが崩れてスプール弁53は第1図中矢印B方向に撓動し、中央室62と排出室64が連通する。このとき、シリンダ72の作動室73内に供給されていた圧油は油路71、中央室62、排出室64、油路67を経てリザーバタンク68に排出される

ので、油路71内の圧油の流量Qに応じた圧力差が絞り76の前後に発生するとともに、中央室62から排出室64へ流れる圧油の流量に応じた流体力Rが発生する。この流体力Rは増圧時とは逆にスプール弁53に対して第1図中矢印A方向に作用する。したがって、スプール弁53に作用する力は次式④で表される。

$$F_s + P_{s1} \cdot A_1 = P_{s2} \cdot A_2 - R \quad \cdots \cdots \textcircled{4}$$

上記④式を増圧時と同様に電磁力F<sub>s</sub>について整理して変形すると次式⑤が得られる。

$$F_s = P_{s1} \cdot (A_2 - A_1) + (P_{s2} - P_{s1}) \cdot A_1 - R \quad \cdots \cdots \textcircled{5}$$

上記⑤式において、右辺第2項の $((P_{s2} - P_{s1}) \cdot A_1)$ は増圧時同様スプール弁53に作用する軸力Fを表しているが、絞り76の前後に発生する圧力はシリンダ72側が上流となるので $P_{s1} < P_{s2}$ となる。したがって、 $((P_{s2} - P_{s1}) \cdot A_1) > 0$ となり、この軸力Fは流体力Rに対して反対方向に作用することになって、流体力Rの打ち消しが行われる。流体力Rと軸力Fの関係は前述

るので、流体力の影響を極めて小さなものとすることができる。したがって、圧力制御弁51の電流比例制御特性が得られるとともに目標とする制御圧力が変化することなく応答性が大幅に向上する(問題点IIの解決)。

#### (ハ) 効果3

流体力の打ち消しを絞り76を設けることによって行っているため、構成が簡単であり、絞り76の加工も容易である。したがって、電流比例制御の特性を向上させつつ低コストのスプール弁53を提供することができる(問題点IIIの解決)。

以上のような効果(問題点の解決)に加えて、次のような効果もある。

#### (ニ) 効果4

絞り76を油路71の途中に設けているので、油圧ポンプ66から供給される圧油の流量損失が全く発生しない。また、絞り76の前後に発生する圧力差もほとんど無視できる値(実用的には3kg/cm<sup>2</sup>以下)である。したがって、圧力損失の問題も無視できる。

したように完全に一致するものではないが、流体力Rの影響はほとんど打ち消される。したがって、シリンダ圧力は流体力Rによって変動することなく所定の圧力まで減圧される。

このような圧力制御弁51の作用から、従来の問題点が次のように解決される。

#### (イ) 効果1

スプール弁53の両端面の受圧面積を異ならせ、両端面に油路71の圧力を導いているのでスプール弁53を揺動させるために必要な力は受圧面積の差と油路71の圧力との積で表される力に抗する程度で良い。したがって、ソレノイド52に要求される電磁力は小さなもので良く、ソレノイド52の小型化を図ることができるとともにコストの低減を図ることができる。これは、従来の問題点(I)を解決できることを意味している。

#### (ロ) 効果2

油路71の途中に絞り76を設け、その前後に圧力差が発生すると、この圧力差に応じ、スプール弁53に作用する流体力に抗する軸力を発生させてい

以上の第1実施例では流体力を補償するために設けた絞りの開口面積が固定されたものであったが、第2実施例として絞りの開口面積を外部からの調整により可変にした場合を説明する。

第4、5図は本発明の第2実施例を示す図であり、第4図は本発明に係る圧力制御弁の要部断面図、第5図はそのX-X'間の断面を示す断面図である。なお、第1実施例と同一構成部材には同一符号を付し、その説明を省略する。

第4図において、81は油路71の途中に設けられた絞りであり、絞り81はアジャストボルト82によってその開口面積が調整可能に構成される。アジャストボルト82にはロックナット83が螺合されており、アジャストボルト82はロックナット83によって固定されて絞り81の開口面積が固定される。一方、絞り81のスプール弁53側圧力は油路77によって左室60に導かれ、他の側の圧力は油路78によって右室58に導かれる。

ここで、本実施例では絞り81の構造にその特徴があり、これを詳細に説明する。第5図において、

ボディ54にはスプール弁53が収納されており、その周囲には中央室62が形成される。中央室62は油路84と連通しており、油路84には油路77が開口する。油路84の一端はボディ54の上部に開口しており、この開口部にはアジャストボルト82が螺合される。アジャストボルト82の一端には溝部85が形成され、溝部85は所定の締結工具と嵌合する。また、アジャストボルト82の他端には先端部が傘状のボベット86が形成され、アジャストボルト82の中央付近にはリング87が嵌挿される。一方、前記油路84の他端部には油路84よりも内径の小さい油路88が連通しており、油路88には油路78が開口する。油路88にはリング89を介して油路71が連通しており、油路71はシリング72と連通している。前記ボベット86と油路88のスプール弁53側開口端は前述した絞り81として機能するものであり、アジャストボルト82を回転させることによって油路84と油路88の間の連通面積を変えることができる。

したがって、本実施例では第1実施例の効果に加えて次のような効果が得られる。すなわち、ス

しては両端面への着目に限らない。要は、移動する方向によって受圧面積が異なりさえすればよいから、端面でなく、端部を加工して面積差を出す方法でもよい。この例を、次に述べる。すなわち、上記の第1、第2実施例は絞りの前後に発生する圧力差をスプール弁の両端面に作用させたものであるが、次に第3実施例として端面ではなく、スプール弁の両端近傍に圧力差が導かれる補助室を設けた場合について説明する。

第6図は本発明の第3実施例を示す図であり、第1実施例と同一構成部材には同一符号を付してその説明を省略する。

同図において、90は圧力制御弁、91はスプール弁であり、スプール弁91の右室58側には円環状の補助室92および補助室92の中心にピストン孔93がそれぞれ形成される。補助室92は流路94を介してピストン孔93と連通しており、補助室92には絞り76のシリング72側圧力が流路95を介して導かれる。また、ピストン孔93には小ピストン96が収納される。一方、スプール弁91のソレノイド52側には円

ブール弁53に作用する流体力は圧力制御弁51に供給される圧油の圧力やシリング圧力の基準値（すなわち、使用状態での定常値）によって変化するが、絞り81の開口面積を所定の調整機構によって変えることができるので、幅広い流体力の変化に対応することができる。その結果、圧力制御弁51の適用範囲を広げることができる。具体的には、圧力制御弁51の絞り81の開口面積をきめ細かく変え、工場において電流比例特性の補償を最適なものに調整することができる。また、圧力制御弁51を車体調整装置に用いた場合、ユーザにおいて絞り81の開口面積を変えて微調整をすることができるとともに、これはディーラの整備担当者が行うこともできる。さらに、他の適用分野、例えば起重機、ロケット、船舶等の分野においても、それぞれの用途に適した最適な特性となるように流体力の補償の調整が可能となる。

以上の第1、第2実施例はスプール弁の受圧面積の差を該スプール弁の両端面の面積差として構成した例であるが、受圧面積に差をつける方法と

環状の補助室97が形成され、補助室97はスプール弁91に形成された流路98を介して中央室62と連通する。なお、99はソレノイドである。また、図示はされていないが、右室58および左室60はリザーバタンク68と連通する。このように、絞り76のスプール弁91側圧力が流路98を介して補助室97に導かれ、絞り76のシリング72側圧力が流路95、補助室92、流路94を介してピストン孔93に導かれる。

したがって、本実施例では第1実施例の効果に加えて次のような効果が得られる。すなわち、中央室62のスプール弁91側圧力を補助室97に導き、左室60にリザーバタンク68の圧力を導く構成としたので左室60の圧力は大気圧と同等である。したがって、プランジ55とソレノイド99との間のオイルシール性を容易にすることができし、あるいはソレノイド内に低圧油をみたま構造にすればソレノイド99の耐久性が向上して信頼性の向上を図ることができるとともに、ソレノイド99の小型化を図ることができる。また、實際上、スプール弁を異径加工することは精度確保の点から手間が



かかるが、このようにスプール弁を同一径としつつ、その内部を穿設加工する方が加工が容易という利点がある。

(効果)

本発明によれば、スプール弁とシリンダとを接続する油路の途中に絞り进行を設け、絞りのスプール弁側圧力をソレノイドの電磁力的方向と同一の方向に作用するスプール弁の受圧面に作用させ、絞りのシリンダ側圧力をスプール弁の他方の受圧面に作用させているので、流体力に對抗する軸力をスプール弁に発生させて流体力を補償することができる。その結果、ソレノイドの小型化を維持しつつ簡単な構成で、かつ低コストに電流比例制御特性の性能向上を図った圧力制御弁を得ることができる。

#### 4. 図面の簡単な説明

第1～3図は本発明に係る圧力制御弁の第1実施例を示す図であり、第1図はその要部断面図、第2図はその流量とスプール作用力の関係を示す図、第3図はその電流に対する制御圧力の関係を示す図。

76、81……絞り、

77、78、98……油路。

代理人 弁理士 有 我 軍 一 郎

示す図、第4、5図は本発明に係る圧力制御弁の第2実施例を示す図であり、第4図はその要部断面図、第5図は第4図中X-X'間における断面図、第6図は本発明に係る圧力制御弁の第3実施例を示すその要部断面図、第7～9図は何れも従来の圧力制御弁を示す図であり、第7図はその第1の圧力制御弁のスプール弁に電磁力と對抗するようにシリンダ圧力を作用させた場合の要部断面図、第8図はその第2の圧力制御弁のスプール弁を揺動させる電磁力を小さくした場合の要部断面図、第9図はその第3の圧力制御弁のスプール弁に作用する流体力を電氣的に補償した場合のブロック図である。

51、90……圧力制御弁、

52、99……ソレノイド、

53、91……スプール弁、

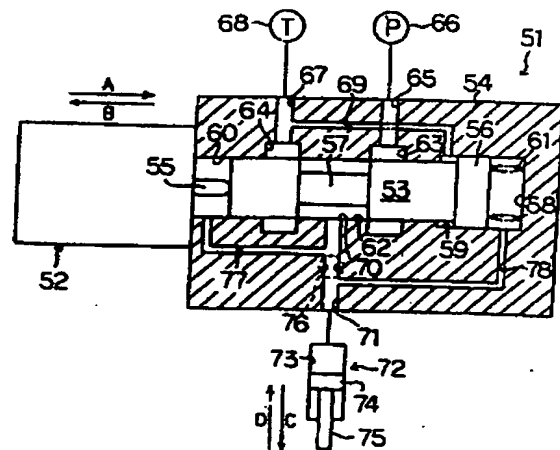
56……大径部、

58……右室、

60……左室、

70……シリンダポート、

第 1 図



52: ソレノイド

53: スプール弁

56: 大径部

58: 右室

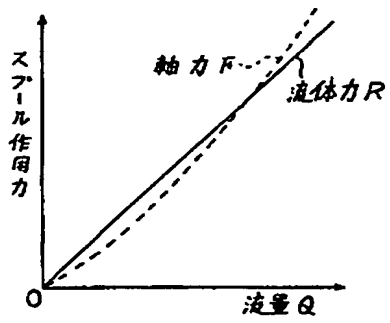
60: 左室

70: シリンダポート

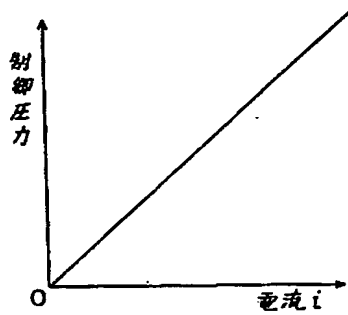
76: 絞り

77, 78: 油路

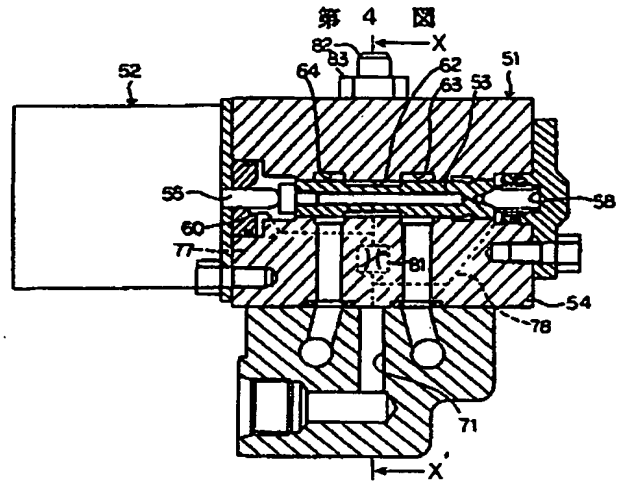
第 2 図



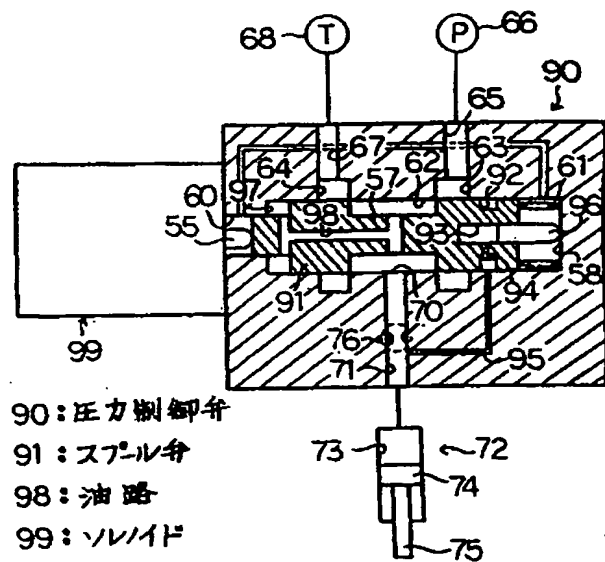
第 3 図



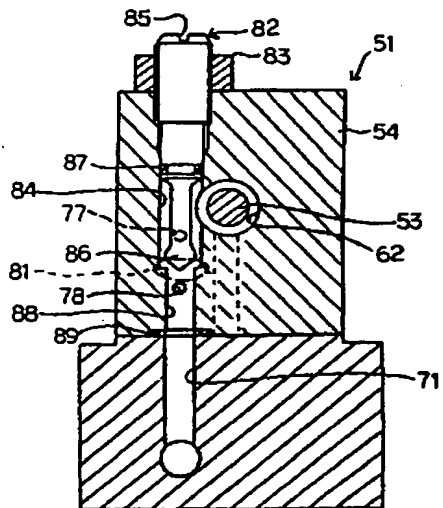
第 4 図



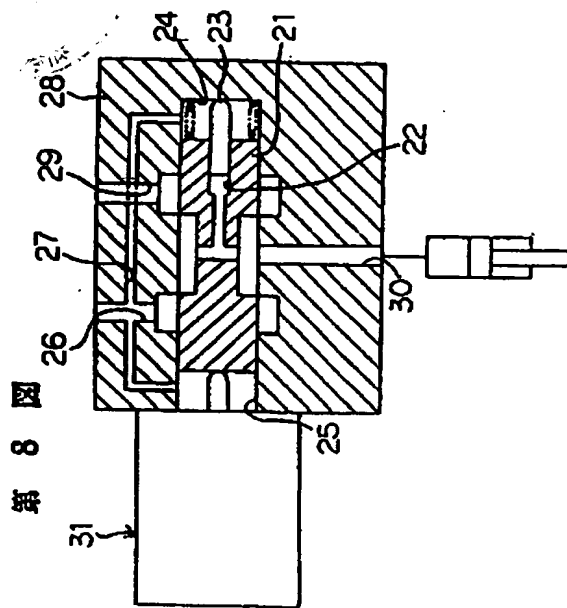
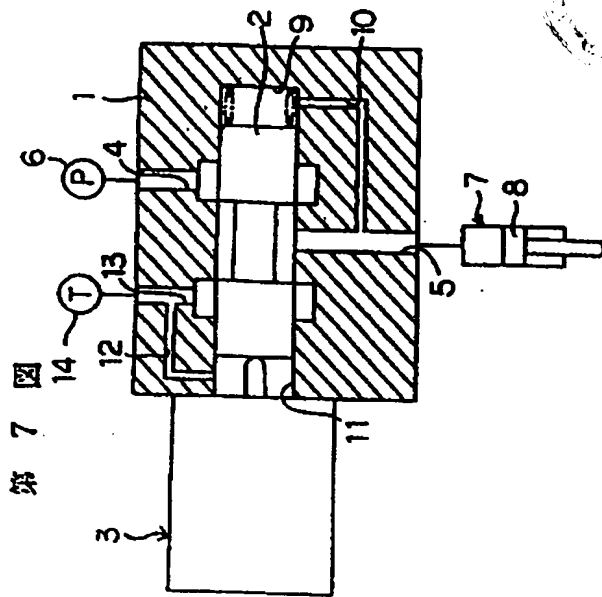
第 6 図



第 5 図



90: 圧力制御弁  
91: スプール弁  
98: 油路  
99: ソレノイド



第 9 図

